№ 8 Warszawa, 25 września 1939 r. Rok XVII

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 6. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

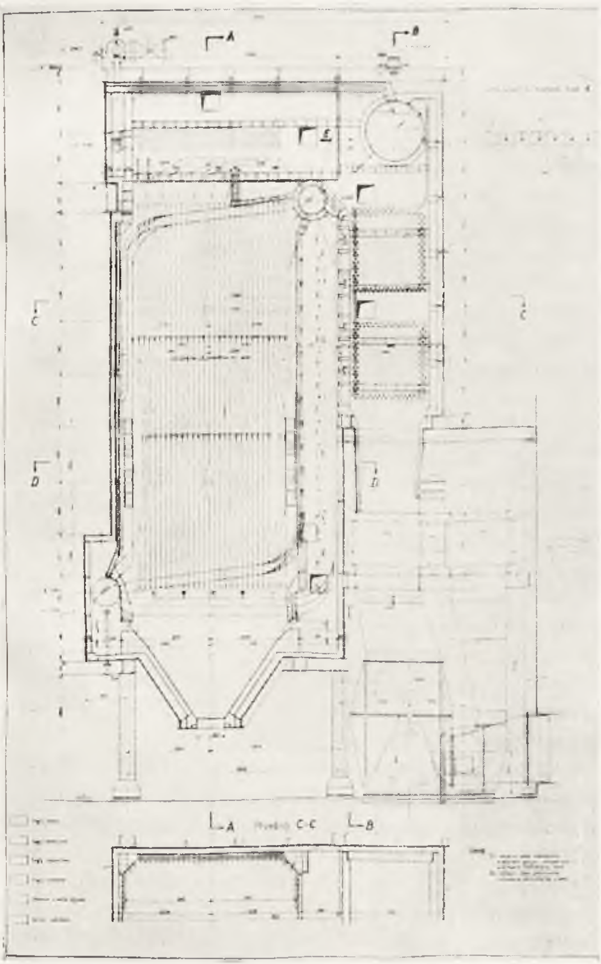
TYTUS MARYAŃSKI, inż.

SPRAWOZDANIE ODDZIAŁU CIEPLNEGO
ST. D. K. W KATOWICACH ZA R. 1938.

I. Pomiary kotłowe.

1. Pomiar odbiorczy kotła opromieniowanego syst. „Lopulco“ o wydajności 42 *t/h*.

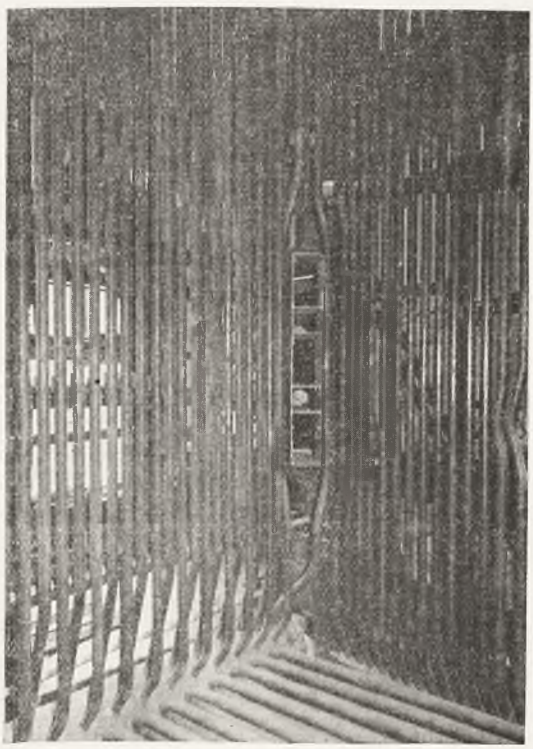
Kocioł systemu K. S. G. Lopulco posiada powierzchnię ogrzewalną kotła — 400 m^2, przegrzewacza pary — 231 m^2, podgrzewacza wody — 408 m^2, podgrzewacza powietrza syst. Ljungstroema — 1560 m^2. Ciśnienie nominalne pary — 16 *atn*.



Rys. 1. Kocioł opromieniowany syst. Lopulco.

Jak wskazuje rys. 1, jest to kocioł trójwalczakowy; jeden walczak o ∅ 1294 *mm* i dwa o ∅ 596 mm i 5800 *mm* długości. Obieg wody w kotle odbywa się w następujący sposób: woda zasilająca jest doprowadzana do górnego większego walczaka, z którego przy pomocy rur opadowych, chronionych od zetknięcia z gorącymi spalinami, dopływa do dolnego walczaka i kwadratowych rur zbiorczych, umieszczonych w dolnej części komory paleniskowej. Woda z dolnego walczaka i dolnych rur zbiorczych (rys. 2) wznosi się w opłomkach i dopływa wraz z parą do górnych rur zbiorczych i górnego walczaka ∅ 596 *mm*.

Opłomki, stanowiące powierzchnię ogrzewalną kotła, jednocześnie chłodzą ściany komory spalania. Para z górnego małego walczaka przepływa przez szereg rur do przestrzeni



Rys. 2. Komora paleniskowa.

parowej dużego walczaka i dalej uchodzi do przegrzewacza. Zwierciadło wody w walczaku ⌀ 1294 ma powierzchnię 7,9 m^2, oraz przestrzeń parową 4,1 m^3. Pojemność komory spalania wynosi 160,5 m^3. Cztery dwustrumieniowe palniki umieszczone są po rogach komory spalania. Jeden młyn zasila pyłem dwa palniki. Spaliny, wprowadzane w ruch wirowy w komorze spalania dzięki ustawieniu palników stycznie do założonego koła w osi komory, uchodzą ku górze, omywając górny rząd opłomek ekranowych i przegrzewacz, po czym płyną ku dołowi, przechodząc kolejno przez podgrzewacz wody i podgrzewacz powietrza; dalej zaś wentylator wtłacza spaliny przez czopuch do komina. Wentylator ten napędzany jest silnikiem 140 *kW*, n = 980 *obr/min*. Powietrze wtłaczane jest do obrotowego podgrzewacza syst. Ljungstroema wentylatorem, napędzanym silnikiem 75 *kW*, n = 1470 *obr/min*. z regulacją obrotów o 30% w dół. Obrotowy podgrzewacz napędzany jest przez przekładnię ślimakową silnikiem elektrycznym 2,2 *kW*. Średnica rurociągu parowego — 300 *mm*, zasilającego kocioł — 150 *mm*. Dwa młyny syst. K. S. G. o wydajności maks. po 4500 *kg/h* są napędzane silnikami 105 *kW*, n = 1470 *obr/min*.

Dostawca zagwarantował następujące liczby:

		Obciążenie		
		normalne	maks. stałe	maks. szczyt.
Wydajność	*t/h*	42	50	55
Sprawność	%	84	84.5	—
Temperatura pary przegrzanej	°*C*	370	375	—
Ciśnienie pary za przegrzewaczem	*atn*	16	16	
Temperatura wody zasilającej	°*C*		50	
Trwałość obmurza bez napraw	*h*		10 000	

Gwarancje zostały udzielone pod warunkiem, że kocioł będzie opalany miałem o wartości opałowej 5500 *kal/kg*, ziarnistości 0 — 5 *mm*, zawartości popiołu — 11%, wody — 11%.

Poza tym dostawca zagwarantował, że zużycie energii, odniesione do mocy na wale młyna, wyniesie 20 *kWh/t* pyłu oraz koszt zużycia ścierających się elementów młynów, łącznie z robocizną, nie przekroczy 30 *gr/t* pyłu.

Pomiar gwarancyjny odbywał się w ciągu dwóch dni. W pierwszym dniu wykonany został pomiar 8-godzinny przy obciążeniu normalnym ok. 42 *t/h*, w drugim dniu — pomiar 6-godzinny przy obciążeniu maksymalnym ok. 51 *t/h* i 1-godzinny przy wydajności szczytowej.

Zestawienie wyników pomiarów:

Pomiar		I	II
Czas trwania pomiaru	*h*	8,167	6
Dolna wartość opałowa miału węglowego	*kal/kg*	4918	5041
Zawartość popiołu w węglu	%	15,06	14,34
„ wody „	%	15,87	15,11
Drobność pyłu:			
pozostałość na sicie Nr 30	%	4,3	6,1
„ „ „ Nr 70	%	27,9	31,4
Wilgotność pyłu	%	6,15	5,83
Ciśnienie pary w walczaku	*atn*	15,45	16,1
„ „ za podgrzewaczem	*atn*	14,8	14,9
Temperatura pary przegrzanej	°*C*	340	336
Temperatura wody zasilającej przed podgrzew.	°*C*	44,95	49,1
Temperatura wody zasilającej za podgrzewaczem	°*C*	195,8	192,8
Wydajność kotła	*t/h*	41.29	52,083
Ilość pary z 1 kg węgla	*kg/kg*	6,39	6,4
Natężenie powierzchni ogrzewalnej kotła	*kg/m²h*	103,1	130,5
Natężenie powierzchni ogrzewalnej kotła	*kal/m²h*	48100	61000
Natężenie pow. ogrzewalnej przegrzew. pary	„	14800	18150
Natężenie pow. ogrzewalnej podgrzew. wody	„	15250	18350
Natężenie pow. ogrzewalnej podgrzew. powietrza	„	1830	3130
Natężenie pow. wyparowania	*m³/m²h*	646	785
Natężenie przestrzeni parowej	*m³/m³h*	1250	1515
Rozchód miału węglowego	*t/h*	6469	8143
Natężenie komory paleniskowej	*kal/m³h*	198500	255000
Zawartość CO_2 przed podgrzew. wody	%	15,8	14,4
Zawartość O_2 przed podgrzew. wody	%	3,0	5,1
Zawartość CO przed podgrzew. wody	%	0,0	0,0
Zawartość CO_2 za podgrzew. wody	%	15.0	14,1
Zawartość O_2 za podgrzew. wody	%	4,6	5,4
Zawartość CO_2 za podgrzew. powietrza	%	13,0	12,4
Zawartość O_2 za podgrzew. powietrza	%	6,8	7,2
Nadmiar powietrza przed podgrzew. wody		1 161	1,330
Nadmiar powietrza za podgrzew. powietrza		1,470	1,508
Temperatura w palenisku ok. 2,5 *m* nad palnikami	°*C*	1120	1127
Temperatura przed przegrzewaczem (obliczona)	°*C*	902	933
Temperatura za przegrzewaczem	°*C*	658	764
Temperatura przed podgrzewaczem wody	°*C*	621	723
Temperatura za podgrzewaczem wody	°*C*	321	391

		I	II
Temperatura za podgrzewaczem powietrza	°C	156	191
Ilość spalin przed podgrzew. powietrza	Nm^3/kg	6,62	7,25
Ilość spalin za podgrzew. powietrza	Nm^3/kg	7,65	8,25
Dopływ powietrza przez nieszczelności	Nm^3/kg	1,03	1,0
Temperatura powietrza przed wentylatorem	°C	27,5	26,6
Temperatura powietrza za podgrzewaczem	°C	252,7	287,0
Ilość powietrza uczestniczącego w spalaniu	Nm^3/kg	6,27	7,38
Wydajność wentylatora	Nm^3/h	47000	68300
Nadciśnienie powietrza za wentylatorem	*mm sł.w.*	183,4	137,5
Nadciśnienie powietrza za podgrzew. pow.	„	160,3	94,0
Depresja na wysokości palników	„	3,6	3,45
Depresja za przegrzewaczem	„	0,82	4,2
Depresja przed podgrzewaczem wody	„	5,6	11,8
Depresja za podgrzewaczem powietrza	„	54,5	97,8
Strata ciągu w podgrzewaczu powietrza	„	23,1	43,1
Ciepło wykorzystane w kotle	ok. %	60,55	60,16
Ciepło wykorzystane w przegrzewaczu pary	%	10,75	9,70
Ciepło wykorzystane w podgrzewaczu wody	ok. %	19,60	18,24
Ciepło nadane w podgrzewaczu powietrza	%	8,96	11,89
Rozchód mocy do napędu silnika 1 młyna	*kW*	64,4	93,3
Rozchód energii elektr. na wale młyna na 1 t pyłu	*kWh/t*	18,9	22,5
Popiół uniesiony z paleniska w % całej zawartości w węglu	%	90,2	90,4

Jak widać z poniższego bilansu sprawności kotła są wyższe od gwarantowanych.

Temperatury w komorze paleniskowej są dość niskie, co usuwa obawy nietrwałości obmurza. Przebieg procesu spalania jest b. dobry: uzyskano 16,5% CO_2 w spalinach za kotłem, a nie stwierdzono obecności CO. Temperatura pary przegrzanej jest niższa od gwarantowanej.

Bilans cieplny 1 *kg* paliwa:

		I	II
Ciepło doprowadzone w węglu	%	100	100
Ciepło spożytkowane w kotle	%	90,90	88,10
Strata kominowa za ekshaustorem	%	7,15	9 57
Strata niezupełnego spalania	%	0,00	0,00
Strata w lotnym popiele	%	0.53	0 62
Strata promieniowania (mierzona aparatem Schmidt'a)	%	0,50	0,50
Reszta i niedokładność pomiaru	%	0,92	1,21

Podgrzewacz powietrza nie jest całkowicie szczelny, co jest charakterystyczne dla podgrzewaczy syst. Ljungstroema. Wpływ tej nieszczelności (wynoszącej ok. 1 Nm^3/kg węgla) na sprawność kotła jest nieznaczny.

Przy wydajności kotła ok. 50 *t/h* zachodzi nadmierne nagrzewanie się rur, doprowadzających spaliny do suszenia węgla w młynach, co dla stałego ruchu należy uważać za zjawisko nienormalne; można je przypisać zbyt wysokiej wilgotności spalanego węgla, wybiegającej ponad liczby, przyjęte za podstawę gwarancji; tej samej wilgotności należy przypisać zatykanie się przewodów, doprowadzających pył do palników i związaną z tym konieczność doprowadzania do tych przewodów sprężonego powietrza przy większych obciążeniach. Straty promieniowania zostały określone za pomocą aparatu Schmidt'a, wykazującego stratę w kal/m^2h; pomiary wykazały, że strata promieniowania w badanym kotle wynosi 0,5%. Pomiary strat promieniowania wykonane na kotle skośnorurkowym komorowym o powierzchni ogrzewalnej kotła 350 m^2, ciśnieniu 10,5 *atn* wykazały 1,0%.

W wyniku próby wydajności szczytowej osiągnięto wydajność 60 *t/h*. Wykonano też pomiar temperatur poszczególnych wężownic przegrzewacza za pomocą przypawanych do rur termopar. Z pomiaru tego wypływa, że temperatury z prawej strony przegrzewacza są przy obciążeniu 42 *t/h* o ok. 60° wyższe niż z lewej strony, a przy obciążeniu 51 *t/h* są wyższe o ok. 80°; wskazuje to na niejednakowy rozpływ spalin w poprzek przegrzewacza.

W czasie próby kocioł był zasilany kondensatem z turbin, wskutek czego zawartość soli w wodzie kotłowej wynosiła zaledwie 200 *mg/l* (t. j. około 0,02° Bé) przy liczbie alkaliczności ok. 15 *mg/l*. Przy tej jakości wody i obciążeniu kotła ok. 60 *t/h* pobrano próbkę kondensatu z pary nasyconej z jednej z rur przegrzewacza; po zbadaniu w laboratorium stwierdzono, że kondensat z pary zawiera sole w ilości 2 *mg/l*. Sposób pobierania próbki kondensatu z pary nasyconej został opisany w naszym sprawozdaniu z roku 1937.

2. Pomiar odbiorczy kotła syst. Babcock z poprzecznym walczakiem.

Kocioł o powierzchni ogrzewalnej 750 m^2, z przegrzewaczem pary 275 m^2, podgrzewaczem wody 583,5 m^2. Nominalna prężność pary 15 *atn*, temperatura — 375° *C*. Wewnętrzna średnica walczaka 1500 *mm*, długość ok. 8460 *mm*, powierzchnia odparowania 12,6 m^2. Nad walczakiem umieszczony jest zbiornik pary o średnicy 800 *mm*. Pojemność komory paleniskowej 80 m^3. Spaliny z kotła przechodzą przez podgrzewacz dwudzielny, umieszczony po obu stronach kanału, łączącego kocioł z wentylatorami. Kocioł pracuje na sztuczny ciąg, wytwarzany przez dwa wentylatory z regulacją obrotów. Kocioł posiada podwójny ruszt posuwny łań-

cichowy o łącznej powierzchni 30 m^2. Powietrze wtórne jest wdmuchiwane ponad rusztami.

Dostawca zagwarantował, że przy normalnym obciążeniu 32 $kg/m^2.h$ = 24 t/h kocioł, dając parę o ciśnieniu 15 *atn* i temp. 360° C, będzie posiadał całkowitą sprawność, łącznie z przegrzewaczem i ekonomizerem, równą 78%. Poza tym zaś zagwarantował możność trwałego przeciążenia do 38 $kg/m^2.h$, tj. 28,5 t/h.

Pomiar gwarancyjny trwał 6 godzin.

Zestawienie wyników pomiaru:

Dolna wartość opałowa węgla	*kal/kg*	5782
Wilgotność całkowita węgla	%	13,19
Zawartość popiołu w węglu	%	9,54
Ciśnienie pary w kotle	*atn*	14,60
„ „ za przegrzewaczem	*atn*	14,10
Temperatura pary za przegrzewaczem	^0C	398
Temperatura wody zasilającej	^0C	58,1
Odparowanie kotła	*t/h*	25,93
Natężenie powierzchni ogrzewalnej	kg/m^2h	34,55
Rozchód węgla	*kg/h*	4141
Natężenie powierzchni rusztu	kg/m^2h	138
„ komory paleniskowej	kal/m^3h	299500
Nadmiar powietrza wg analizy spalin za ekshaustorem		1,925
Skład spalin za ekshaustorem:	CO_2 %	9,6
	O_2 %	10,1
	CO %	0,15
Temperatura spalin nad rurkami	^0C	451
Temperatura spalin przed podgrzewaczem	^0C	337
Temperatura spalin za podgrzewaczem	^0C	199
Temperatura atmosfery kotłowni	^0C	34,2
Depresja nad rusztami	mmH_2O	7,5
„ przed podgrzewaczem	mmH_2O	13,8
„ za podgrzewaczem	mmH_2O	18,8
Popiół uniesiony z paleniska w % całej zawartości w węglu	%	13,75

Bilans cieplny 1 *kg* węgla:

Ciepło doprowadzone w węglu 5782 *kal/kg*	%	100
Ciepło wykorzystane w kotle (sprawność)	%	77,60
Strata kominowa za ekshaustorem	%	12,27
„ niezupełnego spalania	%	0,94
„ w przesypie	%	2,57
„ w żużlu	%	0,10
„ w popiele lotnym	%	1,05
Reszta	%	5,47

2. Pomiar odbiorczy turbogeneratora 5000 kW.

Opis zespołu.

Turbozespół składa się z dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej upustowej oraz z generatora prądu trójfazowego. Moc nominalna 5000 kW.

Turbina wykonana jest dla pary 38 *atn* i 400° C, doryczo 45 *atn* i 425° C.

Wirnik pierwszego kadłuba (część wysokoprężna) o promieniowo - osiowym przepływie pary składa się: z 27 rzędów łopatek. W drugim kadłubie wirnik składa się z 1 koła regulacyjnego (część średnioprężna) i 27 kół reakcyjnych (część niskoprężna).

Upust pary I o ciśnieniu 11 *ata* znajduje się za pierwszym kadłubem, upust II o ciśnieniu 4,5 *ata* — za kołem regulacyjnym w drugim kadłubie. Upust I może być nastawiany od 0 do 15 t/h, upust II od 0 do 30 t/h. System regulacji składa się z regulatora obrotów oraz serwomotorów nastawiających zawory regulacyjne części wysoko-, średnio- i niskoprężnej. Dwa regulatory ciśnienia (Panta) dają impuls na drążki regulacyjne ze zmianą ciśnienia pary upustowej. Ciśnienia pary upustowej mogą być w małych granicach nastawiane.

Bezpiecznik zamyka zawór odcinający przy wzroście liczby obrotów o 10% ponad normalną. Przy turbinie znajduje się urządzenie dla przestawiania ilości obrotów podczas ruchu o ± 5% zarówno odręcznie jak i elektrycznie od tablicy.

Turbina sprzężona jest z generatorem o mocy 6000 kVA, 525 V, 6600 A, $\cos \varphi = 0,83$, 3000 *obr/min*, 50 *okr/sek*.

Skraplacz przeciwprądowy posiada powierzchnię chłodzenia 300 m^2. Ilość wody obiegowej wynosi ok. 700 m^3/h, co wystarcza dla normalnie 10 t/h i maksymalnie 22 t/h pary.

Zespół pomp kondensacyjnych umieszczonych na wspólnym wale stanowi:

1. Odśrodkowa pompa wody chłodzącej o wydajności Q = 13335 *l/min*, manom. wysok. podnoszenia $H_m = 25$ m, $n = 1460$ *obr/min*, moc potrzebna 100 KM.

2. Odśrodkowa pompa skroplin o wydajności $Q = 36$ *l/min*, $H_m = 20$ m, $n = 1460$ *obr/min.*, 3,5 KM.

3. Odśrodkowa pompa próżniowa dla ilości wody Q = 2500 *l/min*, $H_m = 30$ m, 1460 *obr/min*, 25 KM.

Silnik pomp kondensacyjnych 110 kW.

Dostawca zagwarantował:

dla stanu pary 38 *atn* i 400° C, temper. dzącej 700 m^3/h, rozchód pary w turbinie następujący:

Obciążenie na zaciskach generatora	Upust pary t/h		Zużycie pary *kg/kWh*
	11 *ata*	4,5 *ata*	
5000 *kW*	15	30	9,85
4500 „	8,5	20	8,25
2500 „	8,5	20	12,05
2000 „	8,5	10	11 50

przy $\cos \varphi = 0,83$.

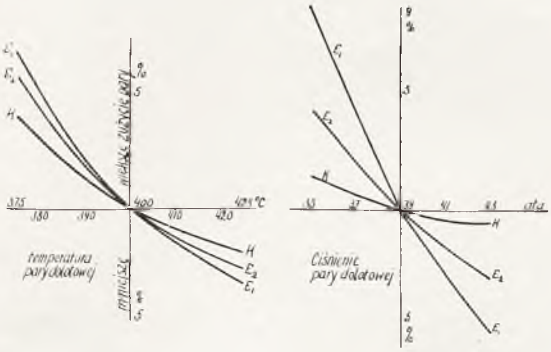
Poza tym dostawca zagwarantował, że turbina będzie w stanie oddawać wyżej podaną maksymalną ilość pary począwszy od ok. 75% mocy nominalnej. Prócz tego turbina będzie mogła oddać 75% swej nominalnej mocy w ruchu kondensacyjnym.

Najwyższa sprawność turbiny jest przy mocy 4500 kW przy równoczesnym upuście I — 8,5 t/h i II — 20 t/h.

Gwarancje zużycia pary odnoszą się do mocy oddawanej na zaciskach generatora łącznie z energią dla wzbudnicy, bez energii dla napędu pomp kondensacyjnych.

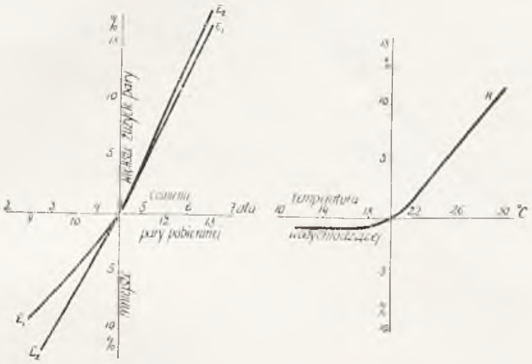
Dla przeliczenia wyników pomiaru na warunki gwarancyjne, dostawca podał krzywe poprawek widoczne na rys. 3 i 4.

Dla obliczenia rozchodu pary przy obciążeniach różniących się od gwarancji dostawca



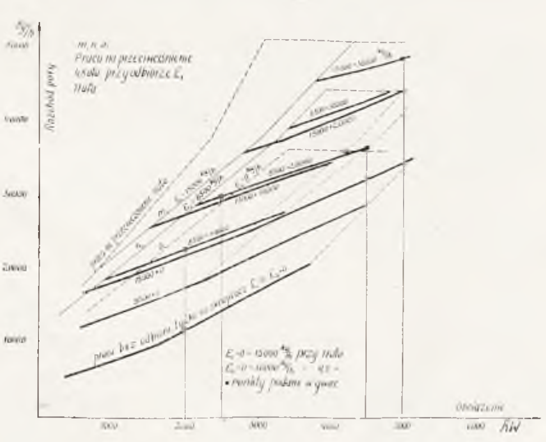
Rys. 3. Krzywe poprawek na gwarantowane ilości pary upustowej E_1 i E_2, oraz ilość kondensatu K w zależności od stanu pary dolotowej.

podał wykres rys. 5. Gwarantowane zużycie jednostkowe pary podano bez tolerancji, należy tylko uwzględnić tolerancję pomiarową wg. norm VDI.



Rys. 4. Krzywe poprawek na gwarantowane ilości pary upustowej E_1 i E_2, oraz ilości kondensatu K w zależności od stanu pary upustowej i temperatury wody chłodzącej.

Opis pomiaru ilości pary. Całkowity rozchód pary w turbinie mierzono za pomocą kryzy zabudowanej przed turbiną oraz samopiszącego manometru różni-



Rys. 5. Krzywe gwarancyjne rozchodu pary w zależności od obciążenia N i wielkości upustów E_1 i E, przy stanie pary dolotowej 38 *atn* i 400° *C*, oraz temperaturze wody chłodzącej 20° *C*.

cowego; podobnie mierzono ilości pary upustowej z turbiny; skropliny w kondensatorze mierzono za pomocą dwóch zbiorników ustawionych na pomostowych wagach. Odwodnienia rurociągów były w czasie pomiaru zamknięte. Jednostkowy rozchód pary w turbinie w *kg/kWh* obliczono ze wskazań aparatu samopiszącego przed turbiną. Błąd jaki powstał w bilansie pomiaru ilości pary został podzielony proporcjonalnie do ilości przepływu pomiędzy upusty pary.

Zestawienie wyników pomiaru:

		II	IV
Obciążenie na zaciskach generatora	*kW*	2529,6	5045
Natężenie prądu	*A*	3460,5	6176
Napięcie „	*V*	524,8	519,1
Cos φ		0,80	0,90
Częstotliwość prądu	*okr/sek*	50,1	50,2
Rozchód pary całkowity	*t/h*	30,5	47,60
Upust I	*t/h*	6,18	11,78
„ II	*t/h*	20,72	26,00
Ilość skroplin	*t/h*	3,60	9,82
Temperatura pary przed zaworem głównym	°*C*	400,2	395,4
Ciśnienie pary przed zaworem głównym	*ata*	37,62	36,71
Próżnia w skraplaczu	%	96,2	95,2
Ciśnienie pary w króćcu wylotowym	*ata*	0,0393	0,0495
Temperatura pary w króćcu wylotowym	°*C*	31,33	30,86
Temperatura skroplin	°*C*	18,46	29,61
Temperatura wody chłodzącej — wlot	°*C*	14,34	14,06
Temperatura wody chłodzącej — wylot	°*C*	18,74	24,13
Ciśnienie cząstkowe pary w skraplaczu	*ata*	—	0,0453
Ciśnienie cząstkowe powietrza w skraplaczu	*ata*	—	0,0042

Zestawienie obliczeń po uwzględnieniu poprawek:

Upust I	*t/h*	5,79	10,67
„ II	*t/h*	20,40	27,38
Ilość skroplin	*t/h*	3,62	9,78
Razem rozchód pary przeliczony	*t/h*	29,81	47,83
Jednostkowy rozchód pary przeliczony	*t/kWh*	11,80	9,48
Całkowity rozchód pary w/g wykresu gwarancyjnego	*t/h*	28,70	46,40
Jednostkowy rozchód pary gwarantowany	*kg/kWh*	11,35	9,21
Przekroczenie gwarancji	%	3,96	2,93
Średnie przekroczenie gwarancji dla wszystkich punktów pomiarowych	%	3,42	

Tolerancje pomiarowe.

I. Pomiar kryzą w rurociągu głównym. Tolerancja dla współczynnika przepływu α:

tolerancja główna ± 0,6%,

tolerancja na chropow. rury ± 0,6%; stąd tolerancja całkowita dla współczynnika przepływu α:

$$\sqrt{(0,6)^2 + (0,6)^2} = \sqrt{0,72};$$

Tolerancja na współcz. rozprężania ε — 0,0%
Tolerancja na spiętrzenie $\sqrt{h}$: ∓ 1,0%.
Tolerancja na $\sqrt{\gamma_1}$: ± 0,6%; stąd całkowita tolerancja pomiaru kryzą:

$$\sqrt{0,72 + 1,0 + 0,36} = \sqrt{2,08} = \pm 1,44\ \%$$

Błąd dodatkowy na zbyt wielkie wahania ilości poszczególnych przepływów oraz poszczególnych stanów pary:

± 1,0% (oszacowano).

II. Pomiar mocy:

Błąd graniczny układu pomiaru mocy: ± 1,0% (oszacowano)

Całkowity błąd pomiaru:

$$\sqrt{(1,44)^2 + 1,0 + 1,0} = \pm 2,75\ \%$$

Gwarantowany rozchód pary został przekroczony średnio o 3,42%, zatem efektywne przekroczenie gwarancji wynosi: 3,42 — 2,75 = 0,67%.

3. Pomiar odbiorczy turbozespołu wodnego.

Turbozespół składa się z turbiny wodnej oraz generatora na prąd trójfazowy. Turbina wodna syst. Francis'a. Max. moc na wale turbiny $N = 17,6$ *kW*, przy spadku użytecznym $H_u = 6,75$ *m* i max ilości przepływu $Q_u = 312$ *l/sec* oraz $n = 360$ *obr/min.*

Turbina posiada regulator obrotów z serwomotorem olejowym, napędzany przy pomocy pasa, który reguluje dopływ wody przez zmianę położenia łopatek regulacyjnych. Woda z kanału dopływa do zbiornika, po czym rurociągiem średn. 600 *mm* jest doprowadzana do turbiny. Rurociąg odpływowy z turbiny jest zaopatrzony w dyfuzor. Turbina napędza przez przekładnię pasową generator prądu trójfazowego 16 *kVA*, 400/231 *V*, $n = 1500$ *obr/min.*

Dostawca zagwarantował następujące liczby:

		I	II	III
Spadek użyteczny	H_u *m*	6,75	6,75	6,75
Ilość obrotów turbiny	*n obr/min*	360	360	360
Otwarcie kierownic	%	100	75	50
Ilość wody	Q_u *l/sek*	312	234	156
Moc użyteczna na wale turbiny	N_u *kW*	17,6	13,6	8,45

Ilość wody przepływającej przez turbinę mierzono rurką Pitot'a w korycie, zabudowanym w kanale dopływowym, utrzymując poziom wody w zbiorniku nieco poniżej przelewu.

$$Q = w \cdot F; \qquad w = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma}} = 0,14\sqrt{h}$$

Ciśnienia dynamiczne w rurce Pitota mierzono manometrem różnicowym z odwróconą U-rurką, wypełnioną wodą.

Ciśnienie przed turbiną H_1 i ciśnienie za turbiną H_2 mierzono przy pomocy manometrów rtęciowych.

Spadek użyteczny $H_u = H' + H_1$.
H' = ok. 4,1 *m* — odległość między manometrem po stronie dolotowej i dolnym zwierciadłem wody,
H_1 — wskazania manometru po stronie dolotowej.

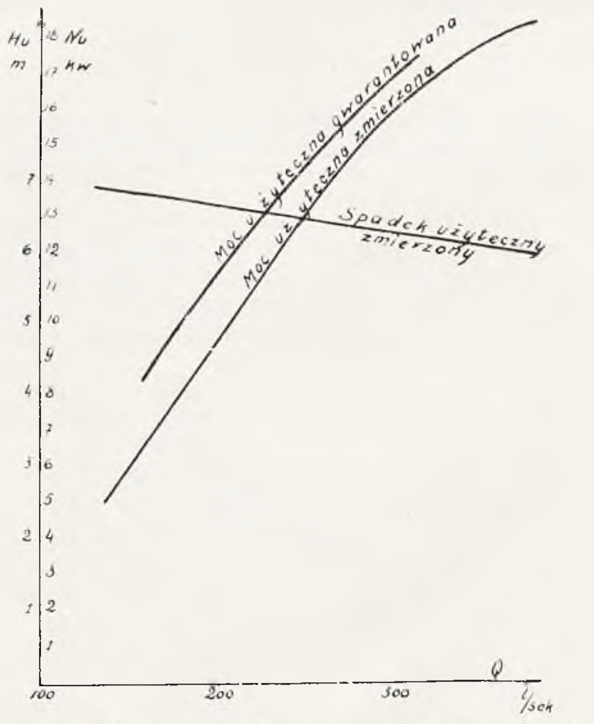
Moc użyteczną na wale turbiny obliczono ze wzoru:

$$N_u = \frac{N_{el}}{\eta_g \cdot \eta_p};$$

N_{el} — moc na zaciskach generatora mierzona dwoma watomierzami,
η_g — sprawność generatora z wykresu gwarancyjnego,
η_p = 0,94 (łącznie z przynależnym łożyskiem oraz mocą zużytą na napęd regulatora) — założono.

Wyniki pomiarów i obliczeń:

		Ilość przepływu Q *l/sek.*					
		312		234		156	
		Gwarantowano	Zmierzono	Gwarantowano	Zmierzono	Gwarantowano	Zmierzono
H_u	m	6,75	6,25	6,75	6,55	6,75	6,8
N_u	kW	17,6	16,7	13,6	12,3	8,45	6,5
Przekroczenie gwarancji mocy	%	5,1		9,6		23,1	



Rys 6. Krzywe charakterystyczne turbiny wodnej

Rysunek 6 przedstawia to wykreślnie.

Przekroczenie gwarancji mocy o 5,1% przy przepływie 312 *l/sek* należy uważać za dopuszczalne, tym bardziej, że spadek uży-

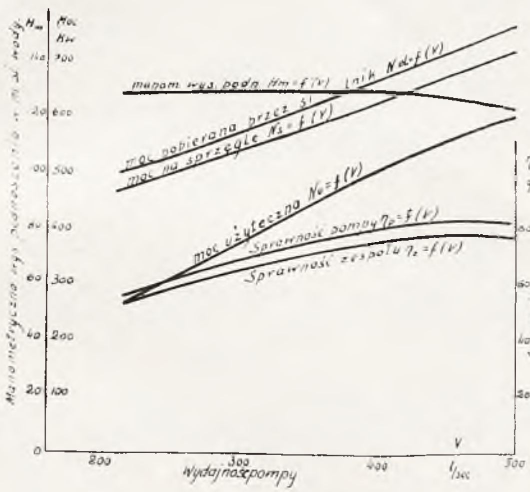
teczny był mniejszy od gwarantowanego. Przy mniejszych obciążeniach są zbyt duże przekroczenia gwarancji. Dostawca jednak podał w ofercie spadek użyteczny stały dla wszystkich obciążeń, a spadek ten jest w rzeczywistości zmienny w zależności od ilości przepływu wody przez turbinę. Moc użyteczna na wale turbiny została podana w tabeli wyżej bez uwzględnienia poprawki na spadek gwarantowany 6,75 *m*, a po przeliczeniu otrzymamy mniejsze przekroczenia gwarancji. Jeżeli więc uwzględnić omyłkę, którą co do spadku użytecznego popełnił dostawca przy zawieraniu umowy i przeliczyć zmierzone moce użyteczne na spadek gwarantowany, to tylko przy przepływie 156 *l/sek* jest znaczne przekroczenie gwarancji.

Wyniki otrzymane dla najważniejszych punktów pracy turbiny są dobre, a więc przekroczenie gwarancji przy małych obciążeniach można uważać za nieistotne.

Należy zaznaczyć, że turbina daje maksymalną moc podaną w gwarancjach i to jeszcze przy nie całkowicie otwartych kierownicach.

4. Pomiary odbiorcze pomp.

1. Jednostopniowa, dwustrugowa pom-



Rys. 7. Charakterystyka pompy przy $n =$ ok. 1480 *obr/min*. Przy dużym wirniku.

pa o wydajności nominalnej 400 *l/sek* i manom. wysokości podnoszenia wody 120 *m*, jest napędzana silnikiem trójfazowym 700 *kW*, 1480 *obr/min*. Pompa posiada urządzenie do przyłączania rurociągu próżniowego dla zalewania pompy.

Dostawca dostarczył dwa wirniki z dyfuzorami: jeden dla większych, drugi dla mniejszych wydajności pompy.

Dostawca zagwarantował liczby podane w tabeli.

Podciśnienie na obu rurociągach ssących mierzono U-rurkami, wypełnionymi rtęcią; nadciśnienie — manometrem kontrolnym.

Ilość obrotów obliczono z pomiaru częstotliwości prądu wirnika (w polu magn. prądu wirnika umieszczono cewkę z rdzeniem że-

Wyszczególnienie.	Wirnik duży		Wirnik mały
	Wydajność		
	400 *l/sek*	481 *l/sek*	305 *l/sek*
Manometr. wysok. podnoszenia *m*	120	112	92
Obroty pompy *obr/min*	1480	1480	1480
Sprawność pompy %	82,5	81,0	81,0
Tolerancja dla sprawn. pompy %	1,3	4,0	1,4
Tolerancja dla wydajności pompy przy gwarantow. manom. wys. podnosz. %	± 5,0	± 7,5	—
Max. wysok. ssania przy 15°C *m*	4,5	4 5	—

laznym, którą połączono z czułym miliwoltomierzem).

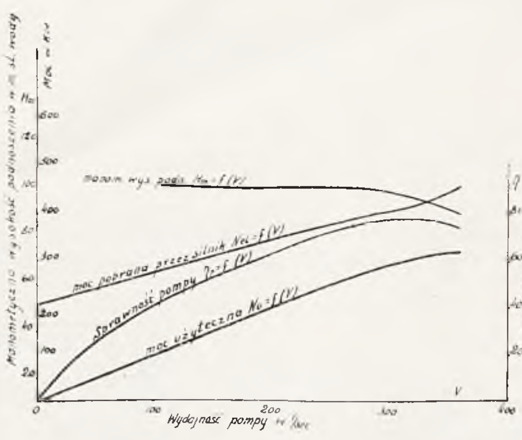
$n = n_s (1 - s)$;

$n_s = n_{sn} \cdot \frac{f}{50}$; n_{sn} — ilość obr. synchroniczna

przy $f = 50$ *okr/sek*.

$s = \frac{z}{t \cdot f}$ z — ilość okresów prądu wirnika w czasie t.

s — poślizg.



Rys. 8. Charakterystyka pompy przy $n =$ ok. 1500 *obr/min*. Przy małym wirniku.

Moc użyteczna:

$$N_u = \frac{V \cdot H_{man}}{75 \cdot 1{,}36} \, kW$$

Wielkości zmierzone korygowano, przeliczając je dla obrotów nominalnych wg. wzorów:

$$V = V_{zm} \cdot \frac{n}{n_{zm}}; \quad H = H_{zm} \left(\frac{n}{n_{zm}}\right)^2;$$

$$(\text{przy } \eta_p = \text{const.}).$$

Rys. 7 przedstawia wykresy charakterystyczne pompy z zamontowanym dużym wirnikiem.

Rys. 8 — wykresy dla małego wirnika.

W wypadku pracy większego wirnika

max. sprawność pompy wynosi η_p = 0,84 przy V = 480 *l/sek.*

Przy zamontowaniu mniejszego wirnika — η_p = 0,78 przy V = 320 *l/sek;* w ten sposób, mając różne zapotrzebowania wody np. latem i zimą można pracować zawsze przy dobrym wyzyskaniu urządzenia.

2. Rys. 9 i 10 przedstawiają krzywe charakterystyczne dla innej pompy, przy której można było regulować ilość obrotów.

Pompa jednostopniowa posiadająca jeden rurociąg ssący, sprzężona jest bezpośrednio z silnikiem 550 *kW; n* = 985 *obr/min;* silnik z regulacją obrotów o 20% w dół.

Dostawca zagwarantował:



Rys. 9. Charakterystyka pompy przy n=ok. 980 *obr/min.*

a) pompa

		Wydajność	
		200 *l/sek*	380 *l/sek*
Manometryczna wysokość podnoszenia	*m*	135	101
Obroty pompy	*obr./min*	[illegible]5	985
Sprawność pompy	%	73,0	73,0
Tolerancja dla sprawn. pompy	%	1,0	1,0
Max. wysokość ssania	*m*	6,0	6,0

b) silnik

Moc stała 550 *kW.*

Sprawność silnika:

przy $^4/_4$ obciążeniu nom. 94,0% cos φ = 0,88
„ $^3/_4$ „ „ 93,5% cos φ = 0,86
„ $^2/_4$ „ „ 92,5% cos φ = 0,80

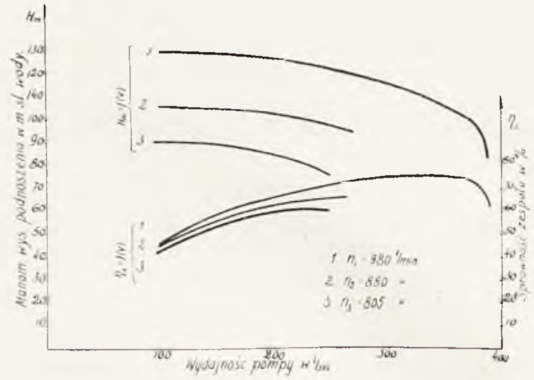
Jak widać z rys. 9, sprawność pompy przy wydajności 200 *l/sek* jest zgodna z gwarancją, a przy wydajności 380 *l/sek* wyższa o 5,3%.

Rys. 10 przedstawia wykresy charakterystyczne pompy przy różnych obrotach.

5. Pomiary wentylatorów kopalnianych.

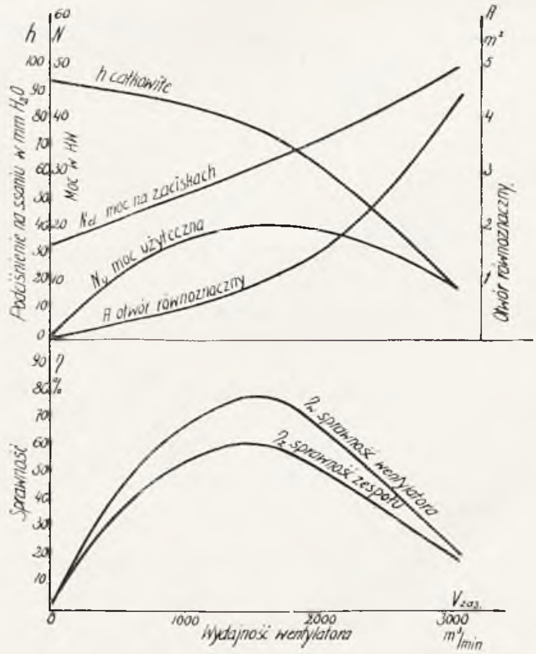
1. Na jednej z kopalń zainstalowany jest wentylator typu bliźniaczego z dwoma wirnikami zasysającymi powietrze z szybu i wtłaczającymi je przez wspólny dyfuzor (przekrój 5,1 m^2) na zewnątrz. Średnica wirników ⌀ 2720 *mm.* Napęd wentylatora pasowy silnikiem 75 *KM,* 575 *obr/min.*

Krzywe charakterystyczne z pomiaru wentylatora podane są na rys. 11.



Rys. 10. Charakterystyka pompy przy różnych obrotach.

2. Rys. 12 przedstawia charakterystykę z pomiaru wentylatora śrubowego instalacji do ogrzewania szybu. Wentylator zasysa powietrze z otoczenia i tłoczy je przez grzejnik z rur stalowych, przez które przepływa para; ogrzane powietrze prowadzone jest rurociągiem ⌀ 1055 *mm* do szybu. Przewód tłoczący obliczony jest dla wydajności 2-ch wentylatorów w związku z przewidywaną rozbudową.



Rys. 11. Krzywe charakterystyczne wentylatora.

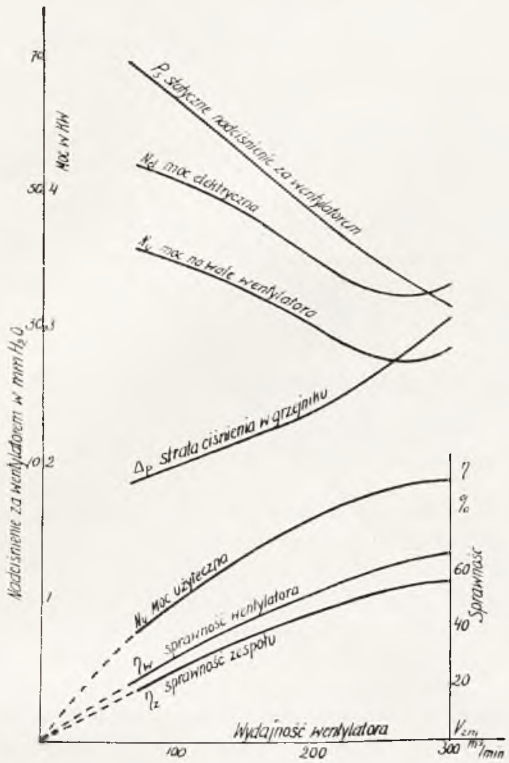
Dostawca zagwarantował:

wydajność wentylatora	250 m^3/*min.*,
sprężenie powietrza	ok. 30 *mm* H_2O,
ilość obrotów	1450 *obr/min,*
zużycie mocy	6 *KM,*
silnik o mocy nomin. 7 *KM,*	500 *V,*

grzejnik o:

przepuście powietrza	250 $m^3/min.$,
temperaturze u wlotu	— 30° C,
temperaturze u wylotu	+ 80° C,
wydajności cieplnej	520.000 kal/h,
przy zasilaniu parą przegrzaną	11,5 $atn.$

Urządzenie jest obliczone dla ogrzewania 820 m^3/min zasysanego powietrza od temperatury — 30° C do + 4° C za pomocą wdmuchiwania do szybu około 250 $m^3/min.$ powietrza ogrzanego do + 80° C. Urządzenie to zostało



Rys. 12. Krzywe charakterystyczne wentylatora śrubowego przy $n = 1468$ *obr/min.* (Praca bez ogrzewania powietrza).

zainstalowane dla zabezpieczenia przedziałów szybowych, lin i klatek wyciągowych przed obmarzaniem w zimie.

6. Pomiary odbiorcze chłodni kominowych.

1. Chłodnia zaprojektowana została dla 1250 m^3/h obciążenia hydraulicznego przy strefie chłodzenia 5° C. W zależności od obciążenia termicznego i wielkości obciążenia hydraulicznego, dostawca zagwarantował przebieg temperatury wody zimnej wg. załączonego wykresu rys. 13.

Wyniki pomiaru (średnie z pomiaru 3½ h):

Temperatura powietrza t = 19,6° C.
Wilgotność względna φ = 57%
Stan barometru b_0 = 742 $mm\ Hg$
Obciążenie hydrauliczne V = 455 m^3/h
Temperatura wody gorącej t_1 = 34,95° C
Temperatura wody zimnej t_2 = 24,97° C
Obciążenie termiczne $t_1 - t_2$ = 9,98° C

Odpowiadająca powyższym danym gwarantowana temperatura wody zimnej (bez poprawek) t_3 = 28,0° C

Poprawki z rys. 13:

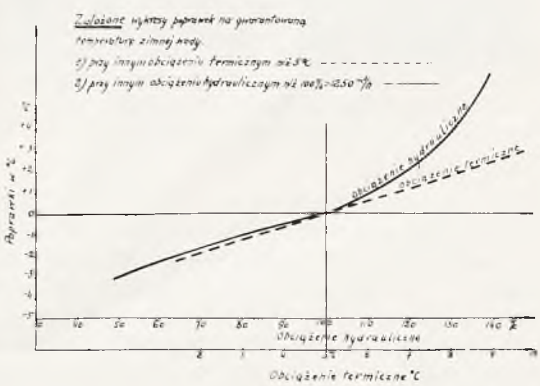
na obciążenie hydr. t' = — 4,2° C
„ „termiczne $t_{,,}''$ = + 3,2° C
razem — 1,0° C

Gwarantowana temperatura wody zimnej, po dodaniu poprawek t_4 = 27,0° C.
Przekroczenie gwarancji $t_2 - t_4$ = — 2,03° C (czyli lepiej)

Szybkość wiatru v = 1,9 m/sek
Ciąg u podstawy komina h = 0,56 $mm\ H_2O$

Ponieważ istniejąca pompa kondensacyjna nie mogła dać więcej wody jak 460 m^3/h, więc warunki pomiarowe chłodni zbyt odbiegały od warunków podanych w gwarancjach, aby można było stwierdzić, czy zostały one dotrzymane. Jednak, posiłkując się podanym przez dostawcę wykresem poprawek, można w przybliżeniu obliczyć wielkości gwarantowane.

2. W innym wypadku mierzono chłodnię kominową, która została zbudowana na istniejącym fundamencie. Chłodnię zbudowa-



Rys. 13. Poprawka na gwarantowaną temperaturę zimnej wody.

no dla wydajności 1500 m^3/h oraz strefy chłodzenia 10° C.

Temperatura powietrza w czasie pomiaru wynosiła 22,7° C, wilgotność 52%. Obciążenie hydrauliczne chłodni wynosiło w czasie pomiaru 1500 m^3/h, strefa chłodzenia 8,9° C.

Gwarantowana temperatura wody ochłodzonej została przekroczona aż o 6,4° C. Ponieważ tolerancja pomiarowa wynosiła 1,0° C, a więc efektywne przekroczenie gwarancji wynosiło 5,4° C.

Późniejsze badania chłodni, po dokonanych pewnych przeróbkach przez dostawcę, nie zmieniły już zasadniczo poprzedniego przekroczenia gwarancji, które uważać należy za wyjątkowo duże.

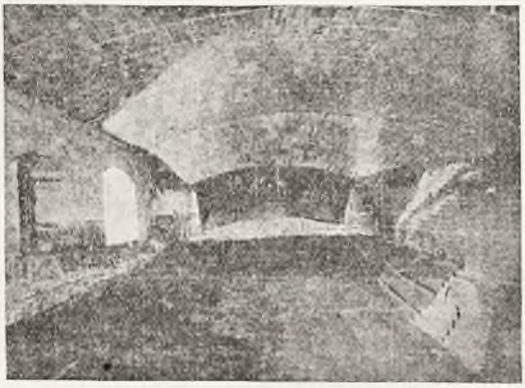
Co się tyczy gwarancji, których należy żądać od dostawcy przy zamawianiu chłodni, to zostały one szczegółowo opisane w sprawozdaniu naszym z roku 1935 r. Wytłumaczenie zaś zjawisk fizycznych zachodzących w chłodni podaliśmy w sprawozdaniu z r. 1934.

(d. c. n.).

KRONIKA TECHNICZNA.

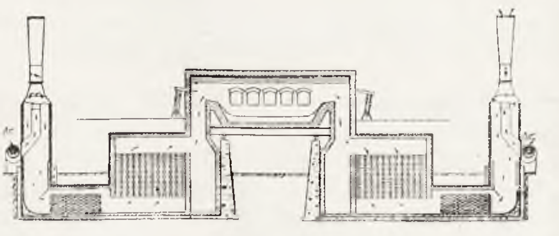
I. Rozwój procesu martenowskiego w Stanach Zjednoczonych [1]).

Koszt budowy pieca 150-tonowego wynosi z wyposażeniem 800.000 $, to też zmierza się do tego, by bieg jałowy, a z nim nieprodukcyjne koszty stałe, ograniczyć do minimum. W hali buduje się piece w odległości ich środków 30 — 35 *m*. Obudowę pieca daje się bardzo silną z belek walcowanych i płyt stalowych 150 × 380 *mm*. Ściany tylne buduje się z reguły pochyłe. Okna bez łuków, z chłodzonych wodą ram sta-



Rys. 1. Wnętrze pieca martenowskiego z głowicą na gaz generatorowy z trzonem z materiału „K.N" i specjalną konstrukcją sklepienia.

lowych dały doskonałe wyniki w pracy. Sklepienia są wysokie do 1.8 *m* ponad poziom okien, a grubość cegły sklepienia wynosi 380 — 450 *mm* z miejscowymi zgrubieniami o 75 — 100 *mm*. Niekiedy sklepienie grubości 380 *mm* jest zgrubione na szerokości 1,5—1,8 *m* wzdłuż ścian. Dzięki zaniechaniu kierowaniu się w konstrukcji sklepień zasadą przygniatania spalin do kąpieli i pod-



Rys. 2. Bezzaworowy piec z dodatkowymi regeneratorami, opalany ropą.

niesieniu sklepień wzrosła trwałość sklepień z cegły krzemionkowej z 100 — 150 wytopów na 300 do 350. Głowice najczęściej typu 'Venturi stosuje się w piecach, opalanych gazami. Głowice są chłodzone wodą, wymurowane cegłą chromitową lub krzemianem magnezowo-żelazowym. Wyjątkowo dobre wyniki dało zastosowanie cegły „K. N", wytwarzanej z drobno mielonej rudy chromowej wiązanej specjalną masą. Trzon pieca 150-tonowego ma zazwyczaj 4,8 — 5,1 *m* szerokości i 13,6 — 15,2 *m* długości. Trzon spoczywa na misie z płyt stalowych 12 — 25 *mm*, opartych na gęsto ułożonych belkach na betonowym fundamencie. Trzon wyposaża się często w skrzynki chłodnicze. Dół pieca izoluje się warstwą 65 — 125 *mm* betonu lub cegły izolacyjnej. Materiały na trzon, wykazują następujące ciężary na m^3: Natopiona masa K. N.: 3,46 — 3,53 *to*, napieczony magnezyt: 2,7 — 2,8 *to*, cegła magnezytowa 2,63 — 2,7 *to* zaś cegła chromitowa 2,87 — 2,97 *to*. Dane dotyczące przewodnictwa cieplnego dna pieca dla różnych typów przedstawiają się następująco:

	Izolacja c 3	Szamota	Chromit	Magnezyt	Masa magnez.
Przyjęta temperatura średn. °*C*	200	570	870	870	1100
Przewodność cieplna . . .	2,1	8,0	23,1	25,5	24,6

Grubość warstwy materiału w trzonie *mm*:

Piec *A* . . .	0	265	152	228	279	0,401
Piec *B* . . .	50	265	152	220	279	0,290
Piec *C* . . .	0	380	304	—	304	0,347
Piec *D* . . .	65	318	304	—	304	0,266
Piec *E* . . .	0	508	304	—	304	0,287
Piec *F* . . .	pełny spód	1520	—	152	330	0,118

Przeloty pod piecem i worki żużlowe są duże. Worki żużlowe mają zazwyczaj pancerz z blach 16 *mm*, wymiary ich sięgają 4,9 × 4,9 × 4,9 *m* z każdej strony pieca. W niektórych piecach zbudowano ścieki z worków żużlowych do pomocniczych komór, z których się żużel ściąga co 30 — 40 minut. Trwałość regeneratorów zwiększyła się dzięki zastosowaniu dłuższych trzonów i izolacji pieców. Zawory zwrotne stosuje się najczęściej chłodzone wodą, dzięki czemu istnieje zawsze możność przedostania się wody do regeneratorów. Niektóre stalownie, opalające piece ropą lub wysokokalorycznym gazem zarzuciły stosowanie zaworów zwrotnych, budując piece wg. schematu na rys. 2 z niezależnymi wiatrownicami mocy ok. 100 *KM*. W ciągu ostatnich 7 lat wzrosło silnie zastosowanie izolacji różnych typów do otulania regeneratorów, worków żużlowych, wylotów a nawet i sklepień. Regeneratory buduje się, gdy trzeba, w wodoszczelnych jamach betonowych, osłaniając je 115 *mm* cegły sil-o-cel, lub 35 *mm* piasku kwarcowego i 50 — 75 *mm* żużla wielkopiecowego zziarnowanego. Sklepienia otula się dopiero po wykonaniu ok. 30 wytopów, pokrywając je warstwą 65 — 75 *mm* ziarnistej izolacji. Autor przytacza dane obliczonych strat cieplnych, jakich unika się, otulając różne części pieca i twierdzi, że dzięki izolacji można oszczędzić 22.000 $ na kosztach paliwa jednego pieca 125-tonowego.

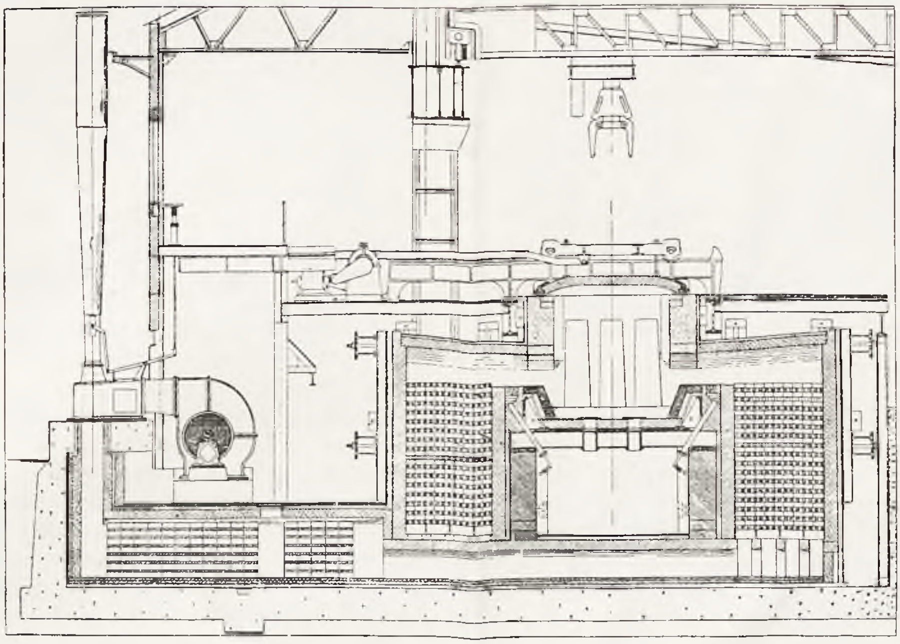
Do opalania pieców martenowskich stosuje się w Stanach Zjednoczonych smoły, ciężkie i lekkie oleje, gaz ziemny, koksowy, koksowy z dodatkiem smoły, czadnicowy i mieszankę koksowego z gazem wielkopiecowym. Zazwyczaj stalownie są przystosowane do zmiany rodzaju paliwa. Ze względu na brak siarki bardzo ceni się gaz ziemny. Ze względu na przewidywanie zmian paliwa, konstrukcja głowic idzie po drodze kompromisu i nie przystosowuje się jej do żadnego z paliw specjalnie.

K.

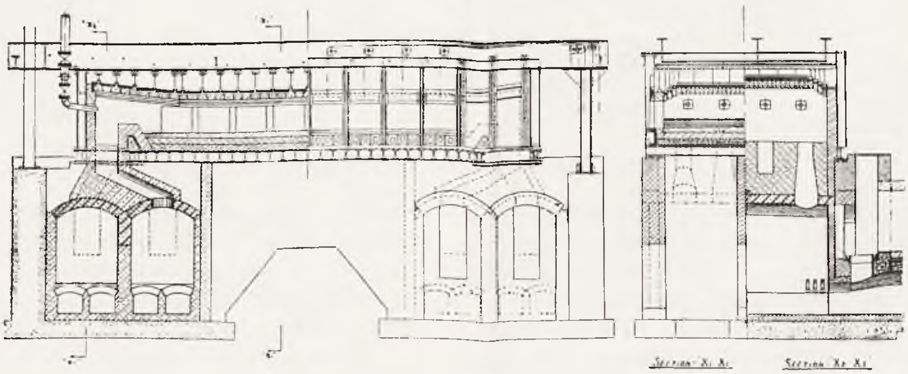
[1]) *L. F. Reinartz, The Iron & Coal Trades Review, 137 (1938) Nr. 3 693 (9. XII) str. 966/71.*

2. Praca współczesnych walcowni amerykańskich.

Pod tym tytułem wygłosił na jesiennym zebraniu Iron & Steel Institute p. Quiney Bent[1]) referat, wyłączając z jego zakresu walcownie blach i taśm. Autor przywiązuje dużą wagę do zagadnienia ogrzewania wsadu w walcowni i dzieli procesy grzewcze na dwie grupy; ogrzewania wstępnego i ostatecznego. Przez ogrzewanie wstępne rozumie autor nagrzewanie wlewków, zaś przez ostateczne — ogrzewanie kęsów lub wlewków bezpośrednio przed nadaniem im ostatecznego kształtu. Nazwę „jam grzewczych" (Gjersa) uważa autor za tylko tradycyjną, ponieważ dawne jamy, zapobiegające stygnięciu wlewków po odlaniu zastąpiono piecami, których zadanie polega na wyrównaniu temperatury wnętrza i powierzchni wlewka, a szczególnie naroży wlewków prostokątnych. Zastosowanie pieców umożliwiło późniejsze ściąganie wlewnic, kiedy stal zupełnie skrzepła i zmniejszyło ilość braków, pozwalając równocześnie w znacznej mierze wykorzystać temperaturę wnętrza wlewka. Autor stwierdza, że ogrzewanie wlewka do walcowania musi zapewnić równomierność temperatury, gdyż tylko wtedy otrzymuje się zadawalającą dokładność walcowanego przekroju na całej długości walcowania. Dobór i regulacja temperatury muszą dawać pewność osiągnięcia zarówno żądanej struktury stali, jak i dobrej plastyczności, a atmosfera pieca musi zapobiegać nietylko tworzeniu zgorzeliny, ale i odwęglaniu powierzchni. Do opalania pieców amerykańskich stosuje się gazy: czadnicowy, wielkopiecowy lub wielkopiecowy w mieszance z koksowym. Do wyjątkowych paliw walcowni amerykańskich należy ropa, a w stadium doświadczeń znajduje się sprawa ogrzewania elektrycznego. Ulubionym paliwem jest mieszanka gazu wielkopiecowego z koksowym, nastawiona na wartość opałową ok. 1200 $kcal/m^3$ Mieszanka ta odznacza się miękkim, długim płomieniem o doskonałych własnościach przenoszenia promieniowania, a przy tym wytwarza bardzo dobrą atmosferę w piecu dając mały zgar i małe odwęglenie. O ile wstępne ogrzewanie odbywa się najczęściej w piecach wgłębnych, o tyle ostateczne ogrzewanie korzystniej przeprowadzać w piecach ponad poziomem huty. Zimne wlewki lub kęsy nagrzewa się w pracujących w sposób ciągły piecach przetłokowych. Jeżeli ostatecznemu nagrzaniu podlega półprodukt, przychodzący w stanie gorącym z walców wstępnych, wolą walcownie amerykańskie stosować piece, ładowane periodycznie o trzo-



Rys. 1. Regeneratywny piec wgłębny.

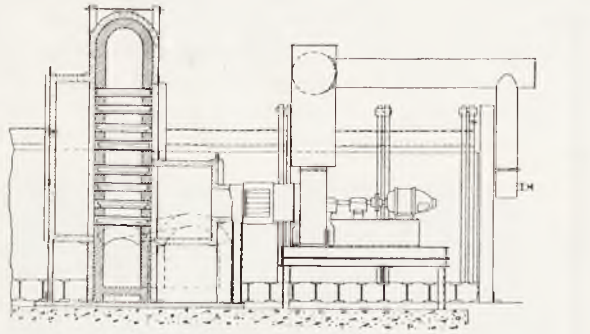


Rys. 2 Regeneratywny piec bez ruchu wsadu.

[1]) *The Iron and Coal Trades Review, 137 (1938) oraz The Journal of the Iron & Steel Institute 138 (1938) Advance Copy N 3 str. 1/62*

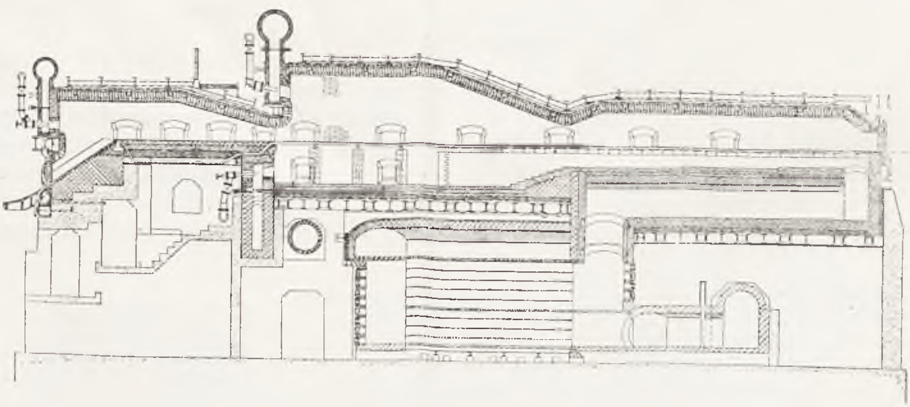
nie ogniotrwałym, nie przystosowanym do ruchu wsadu. I w tych piecach starają się walcownie o jaknajstaranniejszą kontrolę równomierności i wysokości temperatury.

Do walcowania na zgniataczach stosują walcownie amerykańskie wlewki 560 x 630 lub 530 x 1000 *mm* o ciężarze przeciętnym ok. 7 ton. Piece wgłębne mieszczą w jednej jamie 4, 6 lub 8 wlewków, a bateria składa się z 4 lub 6 pieców jakkolwiek czasem bywa więcej. Piece są albo regeneratywne zwrotne, albo rekuperatywne, a czasem i bez podgrzewania powietrza. Obecnie najwięcej jest pieców regeneratywnych, ale rozwój rekuperacji każe oczekiwać zmian, ponieważ piec o jednokierunkowej pracy jest prostszy w obsłudze. Piece rekuperatywne mają obieg spalin w postaci



Rys. 3. Rekuperator karborundowy.

nagrzać powietrze. Piece wgłębne, pracujące na 1475° C a obsługiwane stalą o temp. 750° — 950° C dostarczają ok 5 *to/godz*, zużywając na tonę 18000 *kcal* gazu o wart. opał. 1200 *kcal/m³*. Zimny wsad obniża wydajność do 2 — 3 *to/godz* a zużycie ciepła zwiększa się do 41.000 *kcal/t*. Gorący wlewek ogrzewa się do walcowania 2 — 3 godzin, zimny 8 — 10 godz. Bateria czterech pieców wgłębnych przerabia 10 — 12 tys. ton wlewków. Zgar wynosi ok. 1½ %. Piece nadziemne stosują walcownie również regeneratywne, lub rekuperatywne. Ciężkiego wsadu najczęściej nie porusza się po trzonie, natomiast lekki wsad ogrzewa w piecach przetłokowych. Piece grzewcze mają trzon 5,8 x 11,6 *m* i obsługują w 4 lub 6 jedną walcownię. Piece przetłokowe o trzonie 9,7 x 15,2 *m* gdy wsad jest lekki, a dla ciężkiego wsadu 5,2 x 25,8 *m*. Na walcowni pracują równolegle 2 lub 3 piece. Piece rekuperatywne mają często nagrzewnice karborundowe. Piece mają płaskie wiszące oklepienia i drzwi otwierane automatami elektrycznymi, przy czym wyposaża się je z reguły w regulację spalania i temperatury. Najnowsze piece o pracy ciągłej buduje się według zasady trójstrefowego opalania, uzyskując szybkie i równomierne nagrzanie. Zamiast dawnych rur poślizgowych w trzonie, które chłodzono wodą, zastosowano z myślą o gospodarczości ogrzewania rury ze stali ognioodpornych. Do przesuwania wsadu służą urządzenia mechaniczne. Rys. 2 przedstawia piec do ładowania periodycznego z wiszącym sklepieniem płaskim i regeneracją spalin. Rys. 3



Rys. 4. Rekuperatywny piec trójstrefowy przetłokowy.

leżącej litery U, przy czym spaliny uchodzą pod sklepienie, zawracają w dół wzdłuż przeciwległej palnikom ściany i przechodzą nad trzonem ku czopuchowi, umieszczonemu pod palnikami. Piece bez podgrzewu powietrza buduje się ostatnio, jako okrągłe ze stycznym wlotem spalin, które wirują w piecu. Wszystkie nowoczesne piece są izolowane i uszczelnione przed zewnętrznym powietrzem, a pokrywy są podnoszone elektrycznie. Dzięki zastosowaniu wysokowartościowych materiałów ogniotrwałych reparacje doprowadzono do minimum. Piece takie najchętniej opala się paliwem o małej wartości opałowej, sterując automatycznie stosunek paliwa do powietrza i wysokość ciągu. Żużel usuwa się z trzonów od dołu wózkami, w specjalnych kanałach. Kanał taki widać na rys. 1 przedstawiającym regeneratywny piec wgłębny nadający się szczególnie do pracy na słabym kalorycznie gazie. Piece rekuperatywne mają stalowe nagrzewnice z rur o 20/30 *Cr*, jednak mogą one narazie nagrzewać powietrze tylko do 800° C, a temperatura spalin nie może w rekuperatorze przekraczać 1150° C, to znaczy temperatury, do jakiej rekuperator z materiałów ogniotrwałych może

wyobraża karborundowy rekuperator, nadający się do każdego pieca, dzięki wiatrownicy na gorące gazy. Na rys. 4 przedstawiono trójstrefowy piec o pracy ciągłej z rekuperatorem dostarczającym powietrze o temperaturze 400 — 520°.

Rzecz oczywista, że nie można generalizować wydajności i danych termicznych tak różnych pieców o tak różnych typach. Autor stara się jednak podać garść informacji na kilku przykładach:

Piec bez ruchu wsadu (rys. 2.) ogrzewa zimne pręciska do walcarki ⌀ 890 *mm*, dostarczając 13 *t/godz*, zużywając 800.000 *kcal* na tonę, przy pracy na gazie o 2400 *kcal / m³*. Podobny piec, grzejący 30 *ton / godz.* kęsów na szyny zużywa tylko 128.000 *kcal / tonę* gorącyc kęsów, zaś 640.000 *kcal / t* z wydajnością 6 *ton / godz.* gdy walcuje się kęsy zimne.

Trójstrefowy piec o pracy ciągłej ogrzewa 50 *ton* zimnych pręcisk na godzinę, zużywając na tonę 490.000 *kcal* w postaci ropy lub gazu o wartości 2.750 *kcal/m³*. Taki sam piec ogrzewając wlewki 305 x 305 x 1790 *mm* daje tylko 20 *t / godz.* zużywając 590.000 *kcal / t*. Piec przetłokowy z rurami bez chłodzenia, ogrzewający kęsy

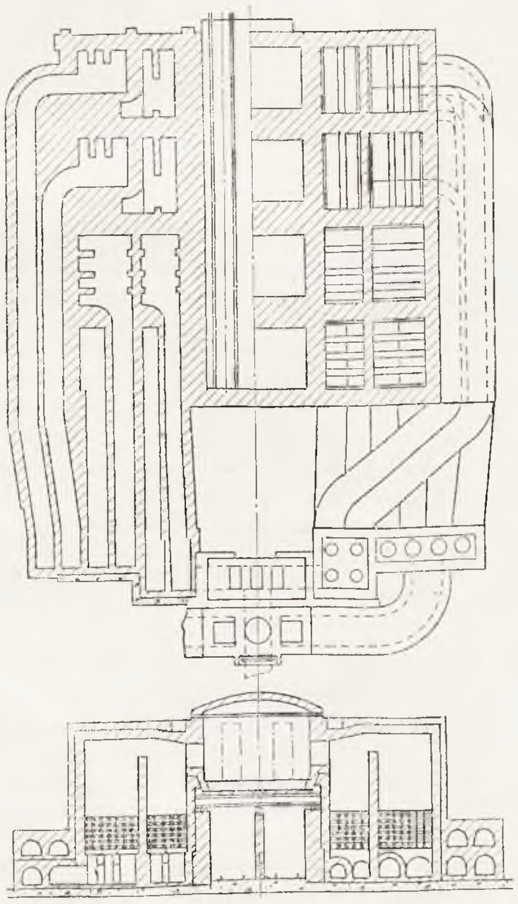
63 x 63 *mm* daje 20 *t/godz.* i zużywa tylko 450.000 *kcal/t.*

Zgar w piecu o nieruchomym wsadzie jest najmniejszy, chociaż i w innych niewiele przekracza $1\frac{1}{2}\%$. Piece z pracą ciągłą stosuje się coraz chętniej nawet do dużych wlewków i kęsów, gdyż grzeją szybko, mają dużą wydajność i zajmują mało miejsca, a przy tym nie wymagają kosztownych maszyn załadowczych w tak dużych ilościach. Autor zaleca ogrzewanie walcowni gazem, przesyłanym na odległość z hut wielkopiecowych i koksowni. Piece wgłębne można z powodzeniem ogrzewać gazem o wartości 900 *kcal/m*^{3}, a więc wielkopiecowym, piece zaś dla drobnego wsadu gazem o 3.600 *kcal/m*^{3}, a więc gazem koksowym nie mieszanym.

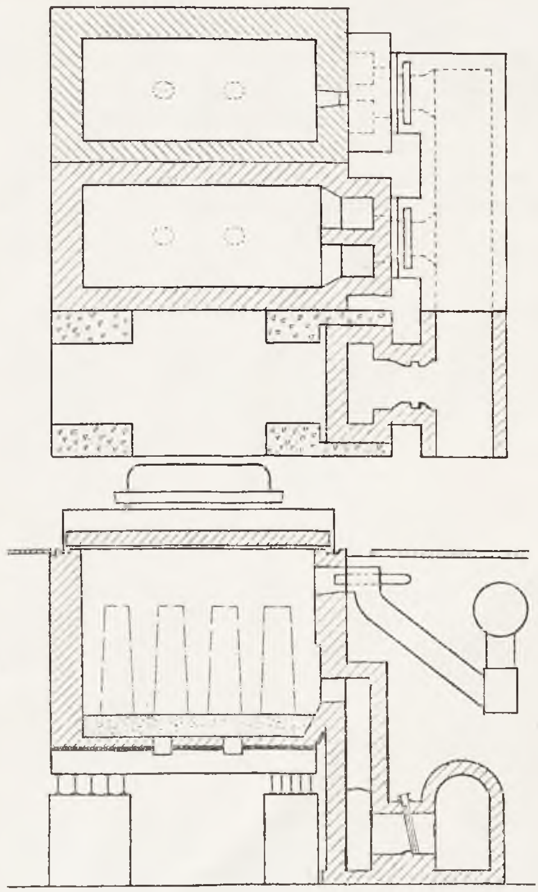
K.

3. Budowa i praca amerykańskich pieców wgłębnych i grzewczych[1]).

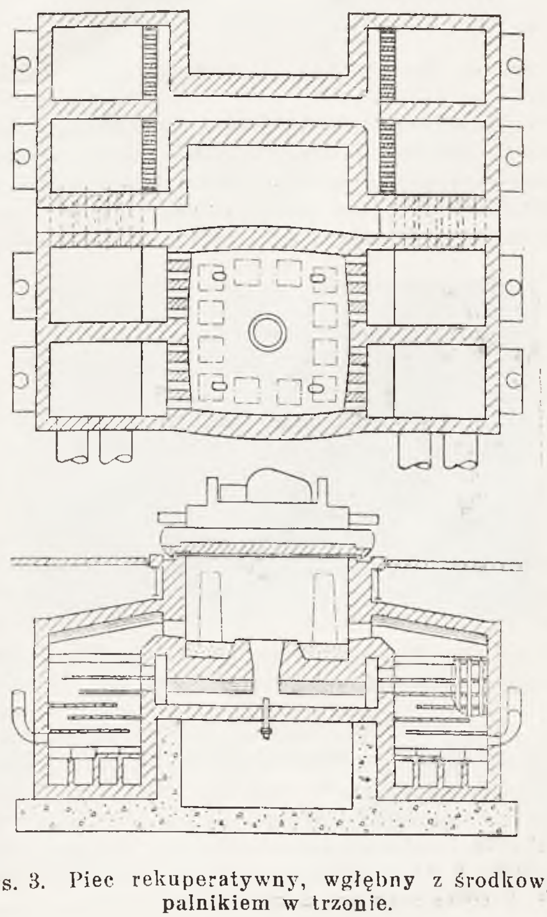
Stosowane do ogrzewania pieców walcowniczych mieszanki gazów koksowego lub ziemnego z wielkopiecowym mają wartość opałową 1020 — 2000 *kcal/m*^{3}, jakkolwiek najchętniej stosuje się mieszankę o 1245 *kcal/m*^{3}. Gdy przechodzi się z gorącego wsadu na zimny, zmienia się często stosunek gazów w mieszance, zwiększając wartość opałową. Bardzo dużą uwagę zwraca się na szczelność pieców i szybkość ich załadowania i rozładowania. Szczelność osiągnięto przez pancerzenie i szczelne pokrywy. Piece są wyposażone w automaty regulujące temperaturę przez dławienie



Rys. 1. Bateria regeneratywnych pieców wgłębnych.



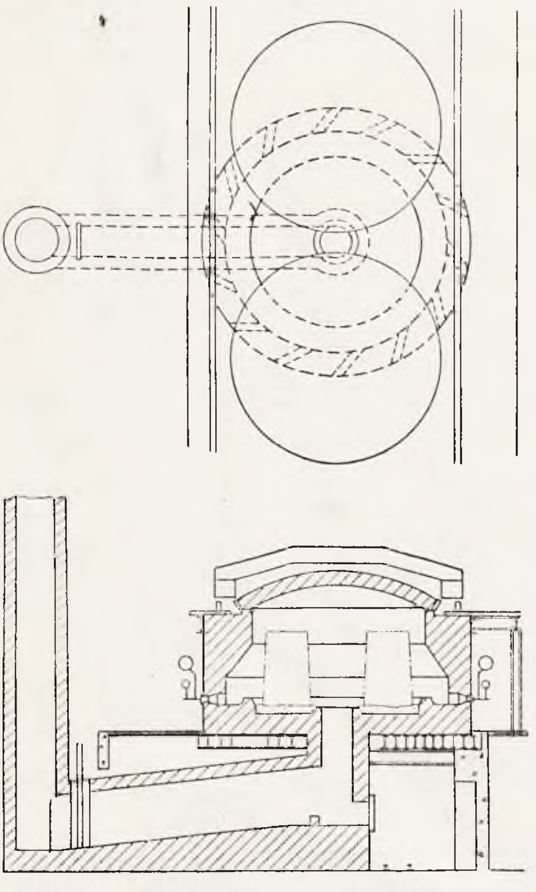
Rys. 2. Bateria rekuperatywnych pieców wgłębnych.



Rys. 3. Piec rekuperatywny, wgłębny z środkowym palnikiem w trzonie.

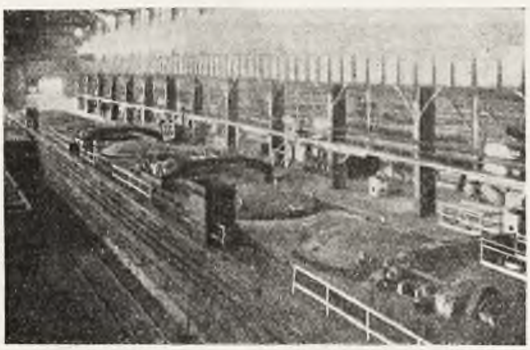
[1]) *F. M. Gillies i E. D. Martin, The Iron and Coal Trades Review, 137 (1938) Nr. 3 693 (9.XII) str. 972/5.*

gazu, nastawiające stosunek powietrza do paliwa, regulujące atmosferę wokół ogrzewanej stali, ustalające ciśnienie paliwa i stosunek składników mieszanki palnej, szybkość spalania i automaty do zmiany kierunku przepływu w piecach regeneratywnych.



Rys. 4. Okrągły piec ze stycznymi palnikami.

Za najważniejsze piece walcowni uważają autorzy piece wgłębne. 14 amerykańskich dużych zakładów rozporządza 848 piecami, przez które przechodzi 62% wytwórczości Stanów Zjednoczonych. Z pośród tych pieców jest 90,3% regeneratywnych; 6,2% rekuperatywnych, 2,1% rekuperatywnych z dolnym ogrzewaniem, a 1,4 okrągłych ze stycznym obiegiem spalin. Przeciętne zużycie ciepła dla stali walcowanej w zgniataczach wynosi 315.000 *kcal/t*. Na 31 bateryj pieców wgłębnych 10 pracuje na gazie koksowym, 6 na czadnicowym, 5 na mieszance koksowo-wielkopiecowej, 2 na wielkopiecowym, 2 na ropie, 4 na mieszance



Rys. 5. Widok na baterię pieców wgłębnych z suwnicami do zdejmowania pokryw.

ziemno-wielkopiecowej i po jednej na gaz ziemny i na mieszankę czadnicowo-koksową. 116 pieców jest sterowanych „całkowicie“ samoczynnie, 21 ma samoczynną regulację ciągu, 96 pieców ma automaty do zmiany pracy regeneratorów. Średnia kampania do remontu pieca trwa 27,2 miesiąca. Średni czas grzania wlewka 1 *h* 52′. 8,2% wlewków ładuje się zimnych.

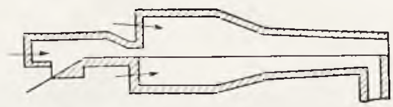


Rys. 6. Schemat przekroju przez piec pracujący ciągle.

W piecach regeneratywnych odbywa się spalanie w komorze grzewczej, jak to wynika z rysunku baterii takich pieców, podanego jako rys. 1. Zastosowanie w takich piecach czystego gazu koksowego powodowało duże trudności ze względu na zgorzelinę i stąd wzięła się popularność mieszanki z wielkopiecowym. Dla mieszanki zmieniono konstrukcję tych pieców, zwiększając i ulepszając regeneratory. W nowych instalacjach buduje się najczęściej baterie po 4 piece, jednak każdy piec ma indywidualne i osobno sterowane regeneratory i aparaty nastawcze.

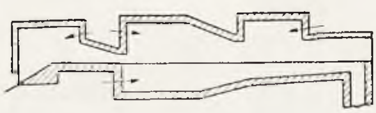


Rys. 7. Schemat przekroju przez piec o pracy ciągłej z ogrzewaniem dwustronnym wlewków.



Rys. 8. Schemat przekroju pieca dwustopniowego o pracy ciągłej z trzema grupami palników (oznaczonymi strzałkami).

Chcąc uniknąć nierównomierności ogrzewania, nieuniknionej w piecach o zmiennym kierunku spalin, wprowadzono piece rekuperatywne o płomieniu zawracającym w tym samym kierunku, skąd wychodzi. Przedstawiciela tej konstrukcji podaje rys. 2. Zastosowanie wlotu spalin od dołu umożliwiło zastosowanie dwudrogowego rekuperatora i krótszego płomienia, jak to wynika z rys. 3. Piece tego typu ogrzewają powietrze do 870—980° *C* i zużywają do 428.500 *kcal/t* stali zimnej. Piec taki może dojść do b. dużych rozmiarów bez szkody dla oszczędności opalania. Pracują piece 4,6 x 4,9 *m* z wsadem 100 *tonowym*. W ciągu ostatnich 3 lat wybudowano 37 takich pieców z pełną instalacją automatyczną.

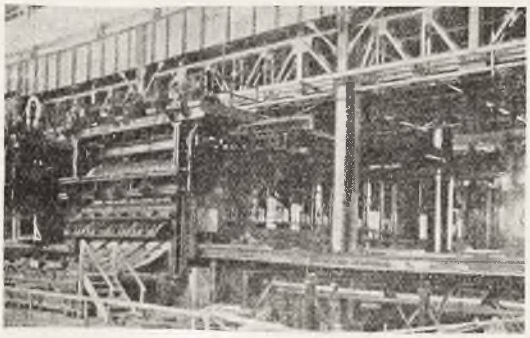


Rys. 9. Schemat przekroju pieca trójstrefowego o pracy ciągłej z czterema grupami palników (oznaczonymi strzałkami).

Okrągły piec, stycznie opalany, jak przedstawiony na rys. 4 ma palniki pod lątem $37^1/_2$ do promienia Płomień uderza w mostek, który osłania wlewki, kierując płomień ku górze. Gazy wchodzą przez wylot w środku trzona. Opalanie styczne powoduje wirowanie spalin i mieszanie świeżych, gorących spalin z zimniejszymi. Piece te nadają się do każdego paliwa

i mogą mieć także rekuperatory. Piece, pracujące tym systemem w Ameryce mają sterowanie automatyczne i przy braku rekuperacji wykazują zdumiewająco małe zużycie paliwa. Rysunek 5 przedstawia baterię pieców wgłębnych z niskimi suwnicami do podnoszenia pokryw.

Do ogrzewania kęsów stosuje się piece o pracy ciągłej, ładowane z jednej strony, opróżniane z przeciw-



Rys. 10. Widok pieca trójstrefowego do pracy ciągłej.

nej. Schemat takiego pieca podaje w przekroju rys. 6 Specjalny typ, umożliwiający ogrzanie wlewków od spodu z wiszącymi szynami, na których przesuwa się wlewki podaje rys. 7. W r. 1928 wprowadzono nowy typ pieca t. zw. dwustrefowy. Schemat takiego pieca przedstawiono na rys. 8. Druga strefa wygrzewa silnie kęsy, zapewniając równomierność temperatury Rys. 9. przedstawia schemat, a rys. 10 widok pieca trójstrefowego, który może przyśpieszyć ogrzewanie i zapewnić większą elastyczność. Autor stwierdza, że ankieta obejmująca 30 pieców walcowni kęsów, wykazuje zużycie paliwa w granicach 376.000 — 882.000 *kcal/t* stali dowodzi, jak dużo jest do zrobienia na polu ogrzania wlewków i kęsów do walcowania.

4. Prawa, dotyczące topienia w żeliwiakach [1]).

Autor wychodzi z wzoru Buzka na wytwórczość żeliwiaka:

$$S = 600 \frac{W}{L \,.\, K \,.\, k}$$

w którym S — oznacza wytwórczość, W — ilości dmuchu w m^3/min (*1 atm, 0°C*), L — ilości powietrza na 1 *kg* C, K — wsad koksowy w *kg/t* żelaza, k — ilość C w *kg*/100 *kg* koksu. Wychodząc z stosunku CO do CO_2 wytworzonego w żeliwiaku, ujmuje autor przebieg spalania wzorem na „sprawność spalania":

$$\eta_v = \frac{CO_2}{CO_2 + CO} \,.\, 100$$

Ponieważ do otrzymania tylko CO z węgla koksu trzeba 4,45 m^3 powietrza, a dla otrzymania CO_2 trzeba powietrza 8,9 m^3, wyrazi się ilość powietrza:

$$L = 4{,}45 \frac{100 + \eta_v}{100}$$

a równanie Buzka przyjmie postać:

$$S = \frac{60\,000 \;W}{K \,.\, k \,.\, 4{,}45\;(100 + \eta_v)}$$

[1]) *H. Jungbluth. Die Giesserei (26) 1939 Nr. 5 str. 113/120.*

Autor stara się dociec, czy równanie w tej formie zawiera same zmienne niezależne. Gdyby nie istniała zależność fizyczna pomiędzy $K \,.\, k$ i η_v, wtedy dla stałej ilości dmuchu i stałej η_v musiałaby wytwórczość żeliwiaka być odwrotnie proporcjonalna do $K \,.\, k$. Z badań różnych autorów wynika jednak, że w miarę wzrostu wsadu koksu wytwórczość jest większa, od wynikającej z równania. Doświadczalnie zależność pomiędzy η_v, ilością C na 100 *kg* żeliwa $\left(\frac{K \,.\, k}{100}\right)$ i ilością dmuchu $\left(\frac{K \,.\, k}{100} \,.\, 4{,}45 \frac{100 + \eta_v}{100}\right)$ wypośrodkowano jak następuje:

$$\frac{K \,.\, k}{100} \,.\, 4{,}45 \,.\, \frac{100 + \eta_v}{100} = 5{,}12 \frac{K \,.\, k}{100} + 17{,}2,$$

skąd:

$$\eta_v = \frac{386{,}5}{\frac{K \,.\, k}{100}} + 15$$

Równanie wytwórczości nie zależy od średnicy pieca, natomiast wywiera na nie wpływ wielkości kawałków koksu. Z maleniem kawałków koksu maleje też i η_v. Czas przechodzenia wsadu przez piec zależy od η_v w myśl wzoru:

$$i = \frac{1}{10} \,.\, \frac{K \,.\, k \,.\, 4{,}45\;(100 + \eta_v)\; t_v \,.\, t_k \,.\, V}{W\;(100 \,.\, t_k + K \,.\, t_v)}$$

gdzie i — oznacza czas przechodzenia w minutach k — ciężar właściwy pozorny (nasypanego) koksu w t/m^3, t_v — ciężar właściwy pozorny (nasypanego) wsadu metalowego w t/m^3, V — obiętość żeliwiaka powyżej koksu początkowego w m^3. Przyjmując stałe W, zaś różne K, otrzymamy równanie:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{(100 + \eta_{v2}) \,.\, K_2 \,.\, (100 \,.\, t_k + K_1 \,.\, t_v)}{(100 + \eta_{v1}) \,.\, K_1 \,.\, (100 \,.\, t_k + K_2 \,.\, t_v)}$$

Z równania tego wynika, że zdwojenie zużycia koksu zwiększy czas przebywania w piecu tylko o 30%, a fakt ten ma techniczne uzasadnienie w zmniejszeniu η_v a więc w zwiększeniu w czasie ilości zgazowanego koksu. Wpływ η_v odzwierciadla się doskonale w porównaniu dwu wzorów o różnym przestrzennym ciężarze właściwym wsadu metalowego:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{t_{v2}\;(100 \,.\, t_k + K_1 \,.\, t_v)}{t_{v1}\;(100 \,.\, t_k + K_2 \,.\, t_v)}$$

Gdy metal składa się z drobnych kawałków, produkcja w czasie maleje w znaczniejszym stopniu, jak wzrost ciężaru przestrzennego, ponieważ wyrównawczy czynnik η_v nie dochodzi do głosu.

Omawiając proces spalania w żeliwiaku wyraża autor na podstawie swoich i cudzych badań przekonanie, że przed dyszami opala się koks na CO_2 który redukuje się powyżej dysz na CO. Za dodatkowy dowód tej tezy przyjmuje autor podnoszenie się temperatury żeliwa zarówno naskutek zwiększenia wsadu koksu, jak i ilości dmuchu. W ostatnim wypadku η_v rośnie, natomiast w pierwszym pomimo malenia η_v, temperatura wzrasta wbrew teorii bezpośredniego spalania. Gdyby założenie zupełnego spalania na CO_2 przed dyszami było słuszne, wtedy ilość spalonego koksu byłaby dla stałej ilości powietrza stałą w jednostce czasu:

$$C_{dmuch/godz} = \frac{60 \,.\, W}{8{,}9}$$

Na godzinę spali się węgla:

$$C/h = \frac{K \,.\, k}{10} \,.\, S$$

Stosunek wytwórczości byłby wtedy zależny od ilości spalonego przed dyszami węgla:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{C_2 dmuch/100\ kg\ żel}{C_1 dmuch/100\ kg\ żel}$$

Stąd dalej wynika:

$$S = \frac{117{,}2 \,.\, W}{K \,.\, k + 336}$$

$$K \,.\, k = \frac{10 \,.\, C/h}{S}$$

$$S = \frac{117{,}2 \,.\, W}{\frac{10\ C/h}{S} + 336}$$

$$S = 0{,}35\ W - 0{,}03\ C/h.$$

Jak z tego wynika, wysokość strefy żaru w żeliwiaku zależy nie od ilości koksu, lecz od ilości dmuchu.

Ilość koksu użytego do redukcji CO_2 wyraża się różnicą pomiędzy C/h i $C_{dmuch/godz.}$

W miarę wzrostu ilości dmuchu wzrasta wysokość słupa rozżarzonego koksu i dlatego żeliwo uzyskuje, przechodząc tę warstwę wyższą temperaturę. Gdy rośnie ilość koksu przy stałym dmuchu, maleje szybkość opadania oraz ilość żelaza przechodzącego przez takiej samej wysokości słup żaru i żeliwo również nabiera wyższej temperatury. Autor zajmuje się sprawnością cieplną żeliwiaka, pod którą rozumie procent ciepła, przeniesiony na żeliwo (η_k.) W miarę wzrostu wsadu koksowego η_k stale maleje. Dla stałej ilości koksu, zależy η_k bardzo nieznacznie od ilości dmuchu. Od tej ostatniej zależy jednak silnie wytwórczość żeliwiaka, to też odlewnie nie mogące rozlać w krótkim czasie dużej ilości żeliwa muszą pracować z gorszą wydajnością cieplną. Zarówno η_k, jak i η_v zależą od *K. k,* z czego wynika, że są one zależne od siebie. Dla η_v w granicach 40 — 80 podaje autor równanie:

$$\eta_k = 0{,}755 \,.\, \eta_v - 7$$

Dla innych wartości równanie to nie obowiązuje, jak wynika z podstawienia zera za η_k, daje jednak i w skrajnych wypadkach błąd niewielki.

PRZEGLĄD KSIĄŻEK.

Harold E. Temple. Ogrzewanie przez promieniowanie w szpitalach zapomocą płaszczyzn grzejnych, osadzonych w konstrukcji budowlanej. Tłom. pol. Warszawa, 1939. Str. 22. Nakł. Księg. Techn. Przegl. Techn. (Invisible embedded Panel Warming System for Hospitals).

Broszura pod powyższym tytułem jest tłómaczeniem sprawozdania, opracowanego przez rzeczoznawcę inż. H. E. Temple, z badań, przeprowadzonych w 42 szpitalach w Anglii i Szkocji, mających urządzenia ogrzewania przez promieniowanie. Badania te były przeprowadzone z polecenia Centr. Biura Inf. Szpitalnictwa Brytyjskiego w Londynie, jako przedstawiciela użytkowników i z polecenia Bryt. Związku Wykonawców Ogrzewania przez Promieniowanie, jako wytwórców. Sprawozdanie jest krytycznym i bardzo pouczającym streszczeniem odpowiedzi na 24 pytania kwestionariusza, rozesłanego do 44 szpitali.

F. B.

Druk. „Zgoda" J. Klimczak i S-ka. Zielna 47 Tel. 619-57.

Kotły syst. „WIESNER“

Budowane przez **ZAKŁADY OSTROWIECKIE**

Dzięki swej doskonałej i nowoczesnej konstrukcji zapewniają

Wysoką sprawność

Elastyczność na zmiany obciążenia

Tanią produkcję pary

Niezawodność i bezpieczeństwo ruchu

Wyniki pomiarów w instalacjach kotłowych „WIESNERA"

Elektrownia TRNAWA — 90,35 %

„ **BRATISŁAWA** — 91,— %

„ **BATA w ZLINIE** — 90,4 %

Na życzenie udzielamy wszelkich informacji

ZAKŁADY OSTROWIECKIE

Warszawa, Pl. Napoleona 9 Telefon 559-80.

CHŁODNIE WIEŻOWE I TĘŻNIE DO WODY

WENTYLACJA HAL FABRYCZNYCH

wywietrznikami dachowemi syst. CHANARD'a (Pat. R. P.) bez kosztów napędu i obsługi.

Bracia SŁUCCY, inżynierowie

Warszawa, Królewska 27, tel. 242-38 i 242-69.

KOMINÓW FABRYCZNYCH
budowę i wszelkie remonty

OBMUROWYWANIE KOTŁÓW
parowych

wykonuje egzystująca od 1898 r. odznaczona 17 medalami firma:

J. ZABOKRZECKI i S-ka

Warszawa, Czackiego 19 tel. 613-57

STAŁY wieloletni, wykwalifikowany personel.

JAN TURALSKI

PRZEDSIĘBIORSTWO BUDOWY KOMINÓW FABRYCZNYCH I OBMUROWAŃ KOTŁÓW PAROWYCH

WARSZAWA-PRAGA, [redacted] ul. Konopacka 10
Telefon 10-26-53.

BUDOWA i nadbudowa oraz obręczowanie kominów fabrycznych podczas ruchu fabryki.
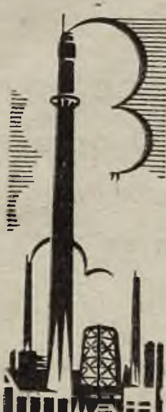
BUDOWA pieców przemysłowych wszelkich systemów.

OBMUROWANIE kotłów parowych oraz przebudowa i naprawa.

EKSPERTYZY, KOSZTORYSY, PROJEKTY, SZKICE

37-letnie doświadczenie.

550 objektów wykonanych.



ROK ZAŁOŻENIA 1920.

Inż. J. Drzewiecki

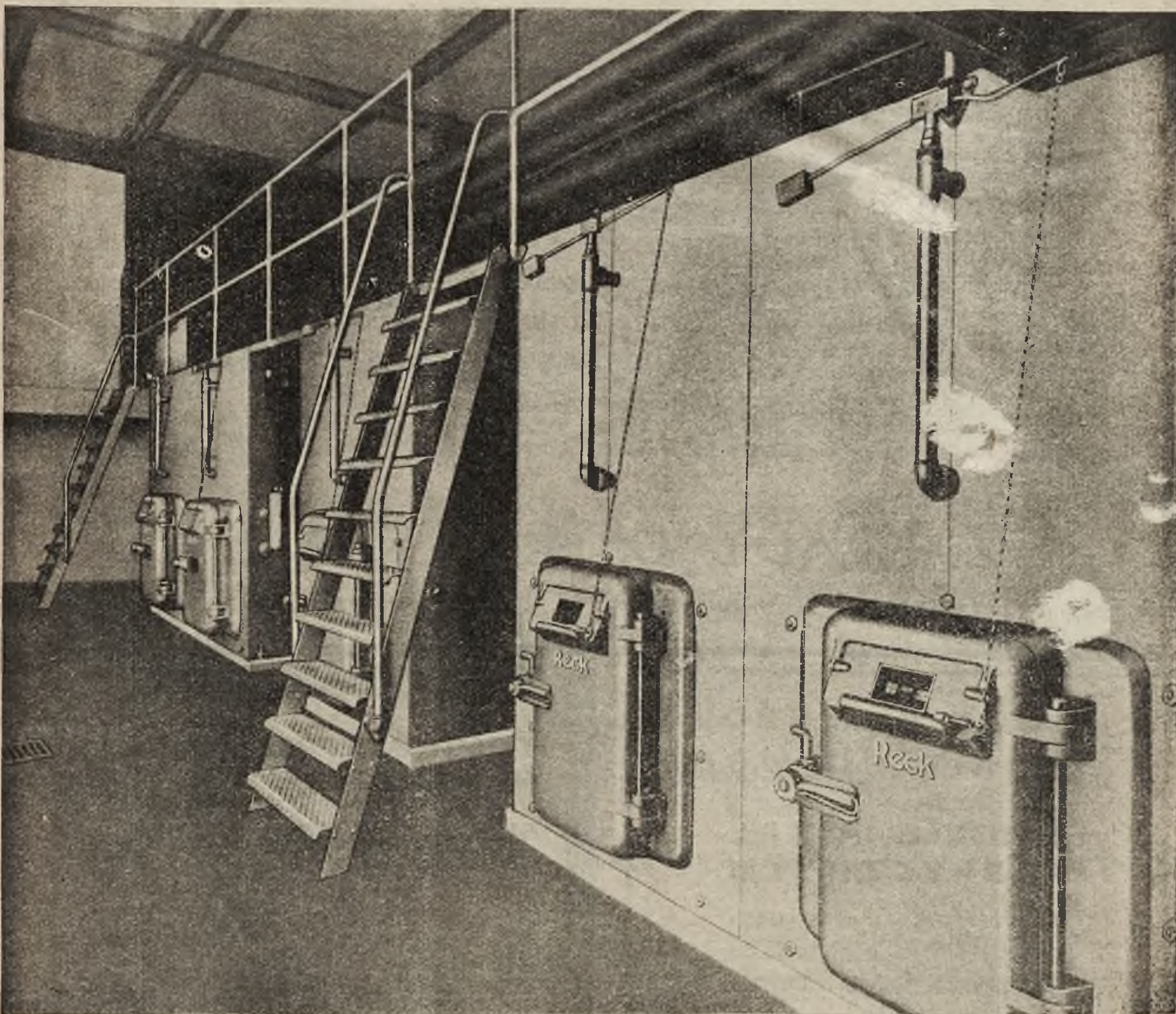
BUDOWA I DOSTAWA URZĄDZEŃ CHŁODNICZYCH

Kraków, ul. Reformacka 3, tel. 107-60.



KOMPLETNE BUDOWY I PRZEBUDOWY CHŁODNI KOMINOWYCH I TĘŻNICOWYCH.

STARACHOWICE
WARSZAWA ‡ WARECKA 15



KOTŁY STALOWE

do centralnego ogrzewania patent „Reck“ od 20 do 400 m² powierzchni ogrzewalnej w odmianach przeznaczonych do opalania węglem, ropą, gazem, spalanie śmieci i t. p.

Wyłączna sprzedaż: „CEBEKA“ Centralne Biuro Sprzedaży Kotłów Żeliwowych w Łodzi, ul. Piotrkowska 213, Biuro Warszawskie ul. Moniuszki Nr 5, telef. 308-27.